

JP, U No. 59-117895 (Citation 1)

Applicant: Mitsubishi Zyukogyo Co., Ltd.

Date of Application: January 31, 1983

Application Number: Patent Application No. 58-10993

Title: Rotary-type fluid Machine

Fig. 4 is a vertical cross-sectional view showing an embodiment of a rotary-type fluid machine according to this invention. In the fluid machine, a scroll member 25 can be axially biased to another scroll member 24 with an elastomer 50 made from shape memory alloy, the elastomer being transformed at a desired temperature. There is also provided with means for transforming the elastomer 50 with heating. A temperature change to the shape memory alloy 50 may be compulsively controlled with electrical means from outside. The shape memory alloy 50 remembers to shrink the initial form thereof when suction gas falls down under a predetermined temperature. When the alloy 50 shrinks, the scroll member 25 moves axially in the direction of an end plate 12 and gap (t) is generated between the end face of spiral wrap 242 of the scroll member 24 and the scroll member 25 and the end face of spiral wrap 252 of the scroll member 25 and the scroll member 24 (see Fig.4).

- 1,2 spiral wrap
- 3a,3b small room
- 10 housing
- 11 front end plate
- 12 rear end plate
- 14 fluid suction inlet

15 fluid discharge outlet  
16 radial needle bearing  
17 main shaft  
18 cylindrical part  
19 shaft seal  
22,28 thrust needle bearing  
24,25 scroll member  
242,252 spiral wraps  
241,251 circular plate  
271 square shape cylinder  
291 slider  
292 ring member  
30 rubber ring  
50 spring-type shape memory alloy  
51 O-ring

# 公開実用 昭和 59— 117895

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 実用新案出願公開

⑫ 公開実用新案公報 (U)

昭59—117895

⑥ Int. Cl.<sup>7</sup>  
F 04 C 29/08  
18/02

識別記号

庁内整理番号  
7018—3H  
8210—3H

⑬ 公開 昭和59年(1984)8月9日

審査請求 未請求

(全 頁)

⑭ 回転式流体機械

番地三菱重工業株式会社名古屋  
研究所内

⑯ 実 願 昭58—10993

⑰ 出 願 人 三菱重工業株式会社

⑱ 出 願 昭58(1983)1月31日

東京都千代田区丸の内2丁目5  
番1号

⑲ 考 案 者 太田優

名古屋市千代田区岩塚町字高道1

⑳ 復 代 理 人 弁理士 岡本重文 外2名

## 明 細 書

### 1.〔考案の名称〕

回転式流体機械

### 2.〔実用新案登録請求の範囲〕

一对のスクロール部材を有する回転式流体機械において、前記各スクロール部材のうち一方のスクロール部材を所定温度になると変形する形状記憶合金製押圧材を介して他方のスクロール部材の方向に押圧するとともに同押圧材に温度変化を与える手段を設けたことを特徴とする回転式流体機械。

### 3.〔考案の詳細な説明〕

本案は一对のうず巻き体を有する回転式流体機械の改良に関するものである。

回転式流体機械の一つにスクロール型圧縮機がある。これは、一对のうず巻き体を互いに角度をずらしてかみ合わせ、これらに相対的な旋回円運動（公転運動のみ）を与えて、両うず巻き体間に形成される密閉小室を中心方向へ移動させながら小室容積を漸次減少させて小室内の流体を圧縮し、中

(1)

心部より圧縮流体を吐き出させるようにした容積式の圧縮装置である。尚、上記各うず巻き体の曲線にはインボリュート曲線等が用いられる。

このようなスクロール型の流体機械の原理は古くから知られている。第 1 図(a),(b),(c),(d)によりスクロール型圧縮機の原理を説明する。形状が同じである二つのうず巻き体(1)(2)を相対的に  $180^\circ$  位相をずらして互いにかみ合う状態に配置すると、第 1 図(a)に示す如く、二つのうず巻き体(1)(2)間には、両者が接する点  $a_1, b_1$  間及び点  $a_1, b_2$  間に密閉された小室 (3a)(3b) が形成される。ここで、一方のうず巻き体(2)を固定しておき、他方のうず巻き体(1)を上記一方のうず巻き体(2)の中心  $O$  を中心としてうず巻き体(1)の中心  $O'$  を半径  $OO'$  でもつてうず巻き体(1)自体の自転を禁じながら公転させると、密閉小室 (3a)(3b) の容積が徐々に変化する。即ち、第 1 図(a)に示す状態からうず巻き体(1)を  $90^\circ$  公転させると、第 1 図(b)に示す状態となり、さらに  $180^\circ$  公転させると第 1 図(c)に示す状態となり、さらに  $270^\circ$  公転させると第 1 図(d)に示す状態と

(2)

なり、この間で小室(3a)(3b)の容積が徐々に減少し、第1図(a)に示す状態では二つの小室(3a)(3b)は連通して、小室(3)となる。第1図(d)の状態からさらに90°公転して公転角が360°になると第1図(a)に示す状態となり、小室(3)の容積はさらに減少して行く。この小室(3)は、うず巻体(1)の公転によりさらに第1図(b)、第1図(c)に示す状態とその容積を減少し、第1図(c)と第1図(d)の間で最小の容積になる。ここで、二つのうず巻体(1)(2)の軸方向端面にシール端板を設け、一方のうず巻体のシール端板の略中央部に吐出ポート(4)を設けておくことにより、圧縮された液体はここから吐き出される。尚、この間、第1図(b)で開き始めた外側空間が第1図(c)、第1図(d)から第1図(a)に移り、新たな流体を取り込んで密閉小室(3a)(3b)を形成し、以後これを繰り返す。

上記の作動原理に基づく実際のスクロール型圧縮機は、略中央に吐出ポートを有するシール端板を一方の端面に一体的に有する一方のうず巻体を固定し、同様に一方の端面にシール端板を一体的

(3)

に有する同一形状の他方のうず巻体を前記一方のうず巻体と $180^\circ$ 位相をずらし、且つ互いに接触するように距離 $2\rho$ （＝うず巻体のうず巻のピッチ $-2\times$ うず巻体の板厚）だけ相対的にずらして重ね合わせると共に、前記他方のうず巻体の自転を禁じ且つ公転可能とし、さらに他方のうず巻体をクランク半径 $\rho$ を有するクランク機構により一方のうず巻体の中心（第1図中の $O$ に相当）回りに半径 $\rho$ の公転運動（第1図において、 $O$ を中心とする $O'$ の半径 $\rho$ の公転運動）をなすように構成されている。

このように構成される従来のスクロール型圧縮機の中央断面を第2図に、第2図の矢視 $\text{II}-\text{II}$ 線に沿った断面を第3図に示した。

圧縮機のハウジング $10$ は、フロントエンドプレート $11$ 、リヤエンドプレート $12$ 及び両者間を接続する円筒側壁 $13$ （図示の例ではリヤエンドプレートと一体になつている）からなり、リヤエンドプレート $12$ に形成した液体吸入口 $14$ 及び液体排出口 $15$ で外部と連通した密閉容器を形成している。前

(4)

記フロントエンドプレート(11)には、これを貫通し且つこれにラジアルニードル軸受(10)を介して回転可能に支承された主軸(17)が取付けられている。主軸(17)を取り囲むようにフロントエンドプレート(11)から正面に突出した筒体(18)内には、主軸(17)の周りにシャフトシール機構(19)が設置され、また筒体(18)の外部にはプーリ(20)が軸受支持されており、このプーリ(20)は前記主軸(17)と結合されて、外部の駆動源（例えばモータ等）からの回転力をベルトを介して主軸(17)へ伝達するようになっている。主軸(17)の内端にはロータ(21)が固定されており、このロータ(21)は、フロントエンドプレート(11)の内面に、主軸(17)と同心に設けたスラストニードル軸受(22)により支承されている。ロータ(21)のフロントエンドプレート(11)の反対側には、ロータ(21)から突出し且つ前記主軸(17)に対し偏心した軸（クランクピン）(23)が設けられている。(24)(25)は一对のスクロール部材で、スクロール部材(24)は、一枚の円板(241)の一面にうず巻体(242)が固定されると共に反対の面には軸方向丸孔を備えた突部(243)が形成されて

(5)



おり、この突部(243)は、その軸方向丸孔内に、ラジアルニードル軸受(4)を設置した前記クランクピン(4)が嵌合されており、これによつてスクロール部材(4)はクランクピン(4)上に軸受支持されている。スクロール部材(4)は、円板(251)の一面にうず巻体(252)を固定しており、うず巻体(252)の略中心に相当する円板(251)上の位置には、第1図中の吐出ポート(4)に相当する貫通孔(253)が設けられており、円板(252)の裏面には前記貫通孔(253)を取り巻くように環状の突起(254)が設けられている。一方、リヤエンドプレート(12)の内面には、液体排出口(4)を取り巻く位置から環状突起(121)が形成されており、環状突起(121)の外周部と円板(251)とにより囲まれた空間を吸入室(310)にしている。突起(121)の外径は前記突起(254)の内径よりもわずかに小さくしてある。突起(121)の先端外縁は切取られて環状の凹部(122)が形成されており、スクロール部材(4)の環状突起(254)の内側と環状の凹部(122)との間に環状の弾性体(例えばゴムリング)(3)が配置され

(6)

ている。この環状弾性体(30)は環状突起(254)  
(121)の間をシールして、環状突起(121)内を、  
液体排出口(15)及びスクロール部材(25)の貫通孔  
(253)に連通した吐出室(311)としている。前  
記環状弾性体(30)はまた、スクロール部材(25)を軸方  
向及び径方向に弾性的に支持している。尚、スク  
ロール部材(25)については、その円板(251)の周縁  
部に部分的に切欠きを設け、これに円筒側壁(13)の  
内面から突出した突部(131)に係合させてスクロ  
ール部材(25)の回転止めとしている。

スクロール型圧縮機は以上のように構成されて  
いるので、主軸(17)を外部駆動源とプーリー(20)とを  
介して回転させれば、クランクピン(23)の偏心運動  
によつてスクロール部材(24)が円軌道上を運動する。  
このとき、スクロール部材(24)の突部(243)の回り  
に設けられている自転防止機構(245)の働きにより、  
スクロール部材(24)は自転が防止されるので、スク  
ロール部材(24)のスクロール部材(25)に対する働きは  
第1図と同様になり、この結果、うず巻体(242)  
(252)の外周から取り込まれた液体は、徐々に圧

(7)

縮されながら中心に移動し、貫通孔 (253) から吐出室 (311) へ吐出され、液体排出口 105 より排出されて、例えば冷却システム中を循環して吸入口 104 よりハウジング 100 内へ戻る。

尚、スクロール部材 240 の自転防止機構 242 は次のような構造になつている。スクロール部材 240 の突部 (243) にはフランジ体 241 が相互回転しないように結合されている。このフランジ体 241 と突部 (243) との結合は、フランジ体 241 の中央部の角筒部 (271) を突部 (243) にキー結合することにより行なわれている。ここで、フランジ体 241 の角筒部 (271) を含めた軸方向長さは、スクロール部材 240 の突部 (243) の軸方向長さ以上とする。これによつて、スクロール部材 240 に加わるスラスト荷重はフランジ体 241 とロータ 242 との間に設けたスラストニードル軸受 244 を介してロータ 242 で支持される。前記角筒部 (271) 上には外形が四角形で且つ四角の穴 (294) を備えた摺動体 (291) が設置されている。摺動体 (291) の四角の穴 (294) は、第 3 図に示すように、対向する一对の辺が角筒部 (271) の

一対の辺と同一寸法で、残りの一対の辺が他の一対の辺よりも、クランクピン4の主軸11に対する偏心量 $\rho$ の2倍以上長くなっており、これによつて、角筒部(271)と摺動体(291)とは相互に一方方向に摺動可能になつている。摺動体(291)の周囲には、摺動体(291)を嵌合したリング部材(292)が設置され、リング部材(292)はキー(293)によつてハウジング10の円筒側壁13の内面に回転止めされて設置されている。リング部材(292)の中央部の穴(295)は角穴で、摺動体(291)の外形の対向する一対の辺と同じ寸法をもつ一対の辺と、残りの一対の辺よりもクランクピン4の偏心量 $\rho$ の2倍以上長い一対の辺とで構成される四角形状をしており、摺動体(291)を角筒部(271)との摺動方向とは直角方向に摺動するように案内する。かくして、角筒部(271)は互いに直交する二方向に移動可能であるが自転は禁止されており、従つて直交する二方向への移動の合成として円軌道上の運動を許される。それゆえ、主軸11の回転に伴うクランクピン4の偏心回転運動によつて、角筒部

(271) 従つてスクロール部材(24)は、自転せずに円軌道上を公転する。

以上のスクロール型圧縮機においては、第 1 図 (a) に示す状態における小室 (3a)(3b) の容積が圧縮機の理論吸込み量となるが、この理論吸込み量、即ち、理論吐出し量は、うず巻体が決まるに一定となり、これを制御することができなかつた。このため、例えば、上述のスクロール型圧縮機を走行用エンジンにより駆動する車両空調・冷凍用圧縮機に用いる場合には、高速運転時に必要以上の空調・冷凍能力を発生すると同時に必要以上に大きい動力が必要になり、このため走行用エンジンに多大な負荷がかかり車速の低下、走行フィーリングの悪化、或いは燃費の悪化等の問題が生じる。またいわゆるパッケージエアコン或いはルームエアコン等にスクロール型圧縮機を用いる場合には、朝夕或いは春秋等の室内熱負荷の小さいときに不必要な空調・冷凍能力を発生して、必要以上の能力を消費するという問題があつた。

本案は前記の問題点に対処するもので、一對の

スクロール部材を有する回転式流体機械において、前記各スクロール部材のうち一方のスクロール部材を所定温度になると変形する形状記憶合金製押圧材を介して他方のスクロール部材の方向に押圧するとともに同押圧材に温度変化を与える手段を設けたことを特徴とする回転式流体機械に係り、その目的とする処は、冷凍能力が必要以上に発生したとき、または冷房負荷が軽くなつたときの吸込みガス温度により形状記憶合金を縮ませて、固定円板を回転円板と反対の方向へ移動させ、圧縮中のガスの一部をうず巻き体の先端から吸入側へ逃がして、冷凍能力を減少させることができる改良された回転式流体機械を供する点にある。

次に本案の回転式流体機械を第4図に示す一実施例により説明すると、112～119 124 125 129 (121)(131)(241)(242)(251)(252)(310)(311)が前記と同一の部分、(50)が吸入室(310)内に設けられたばね状の形状記憶合金であり、一端がスクロール部材112に接し、他端がリヤエンドプレート112に接している。また(51)がリヤエンドプレート112の環状

突起 (121) の外周に設けられた環状の弾性体 (例えば O リング) である。また円板 (251) の周縁部と円筒側壁 (13) の内面から突出した突部 (131) との間には、スクロール部材 (14) が軸方向に動きうるように遊嵌されている。なお本実施例では吸入室 (310) を通る吸込みガスにより形状記憶合金 (50) に温度変化を与えるようにしている。が、形状記憶合金 (50) に対する温度変化は外部から電気的な手段により強制的にコントロールするようにしてもよい。

本案の回転式流体機械は前記のように構成されており、次の作用効果を達成できる。即ち、一般に車両用空調機の高速運転時、あるいはパッケージエアコン、ルームエアコンにおいて室内熱負荷が小さなきには、必要な空調・冷凍能力が発生して、吸込みガス温度が低下する。形状記憶合金 (50) は吸込みガスがある定められた温度以下になると、縮むように形状が記憶されており、吸入室 (310) 内の吸込みガス温度がある温度よりも低くなると縮むことになる。形状記憶合金 (50) が

縮むと、スクロール部材(24)は、エンドプレート(12)の方向へ動き、スクロール部材(24)のうず巻体(242)の先端とスクロール部材(24)との間、およびスクロール部材(24)のうず巻体(252)の先端とスクロール部材(24)との間には、すきまが生ずる(第4図はこの状態を示し、すきまを $\delta$ で示している)。すきま $\delta$ が生ずると、圧縮中のガスの一部はすきま $\delta$ を通つて吸込み側へ逃げ、圧縮作用が完全には行なわれなくなつて、冷凍能力が減少する。また低速運転あるいは室内熱負荷の増大により、冷凍能力がフルに必要になつた場合、吸込みガス温度が上昇して、形状記憶合金(50)が伸びる。これにより、スクロール部材(24)はスクロール部材(24)の方向へ動き、うず巻体(242)の先端とスクロール部材(24)との間、およびうず巻体(252)の先端とスクロール部材(24)との間のすき間がなくなり、通常の圧縮作用が行なわれる。なおスクロール部材(24)にかかる軸方向の圧力が、スクロール部材(24)の方向(第4図で左方向)に働く場合(スクロール部材(24)の吐出室(311)に面する面積が大きい時な



ど)、第 4 図の構造では形状記憶合金 (50) が縮んでも、スクロール部材 (4) はエンドプレート (12) の方向へ動くことができないが、この場合には、形状記憶合金 (50) の両端をスクロール部材 (4) とエンドプレート (12) に固着するとか、スクロール部材 (4) と自転防止機構 (4) との間に温度が下がったときに伸びる形状記憶合金バネを設けるとかすれば、スクロール部材 (4) をエンドプレート (12) の方向へ動かすことができる。

以上の本案を車輛空調用開放圧縮機に適用した例で説明したが、本案は業務空調用密閉圧縮機等にも適用できる。

#### 4.〔図面の簡単な説明〕

第 1 図は従来の自転式流体機械の原理説明図、第 2 図は従来の自転式流体機械の具体例を示す縦断側面図、第 3 図は第 2 図矢視 III—III 線に沿う縦断正面図、第 4 図は本案に係る回転式流体機械の一実施例を示す縦断側面図である。

(4) … スクロール部材、 (50) … 押圧材

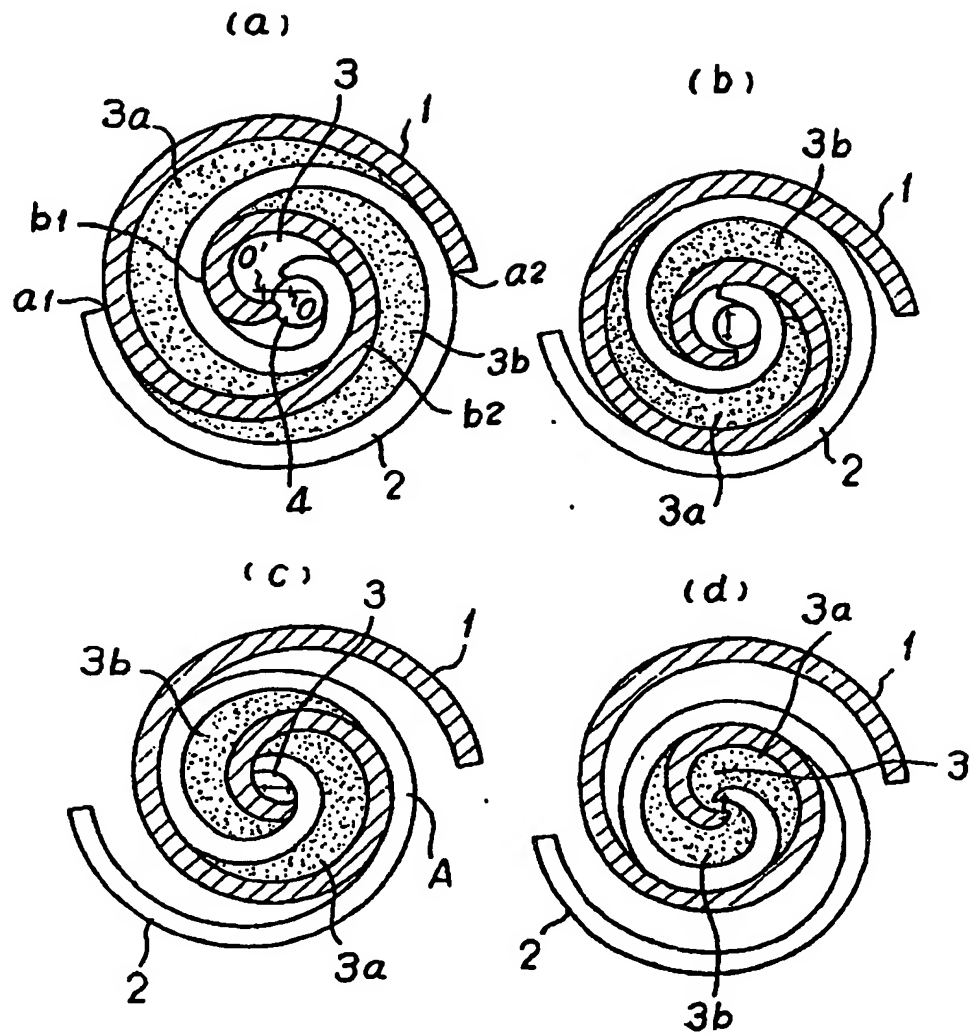
復代理人 弁理士 岡 本 重 文

外 2 名

05

久 1005

第 1 図

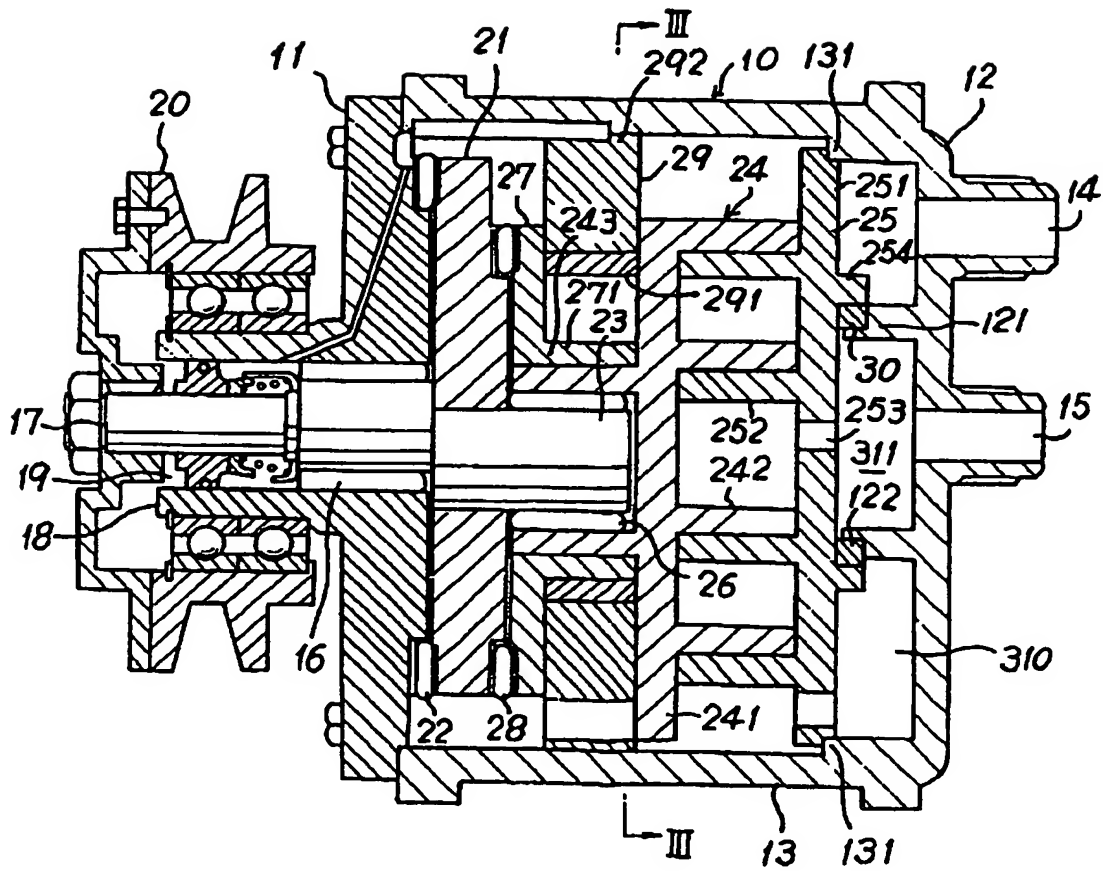


1006

実開 59-117895

代理人 弁理士 岡本重文 外2名

第2図

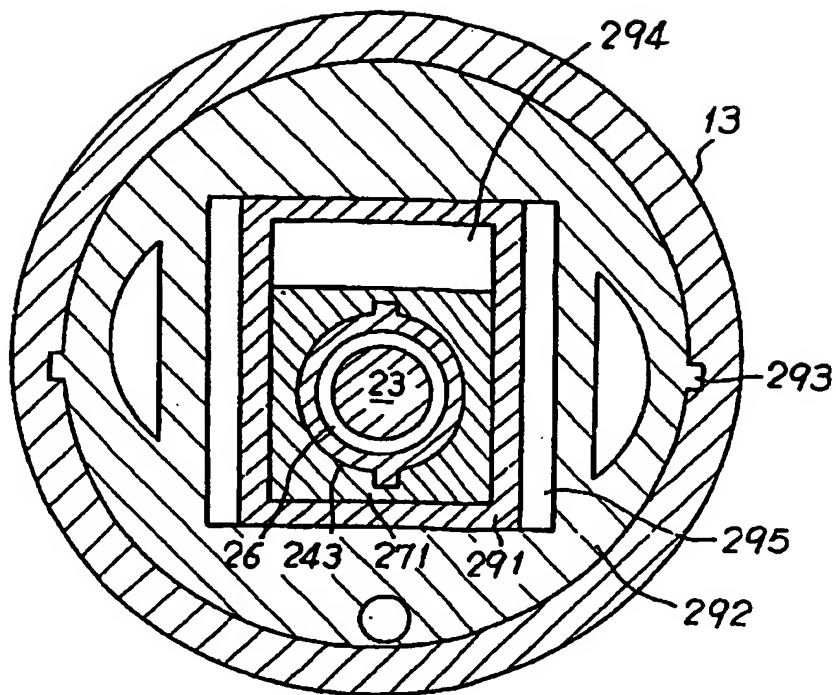


1007

実開59-117895

復代理人弁理士 岡本重文 外2名

第 3 図

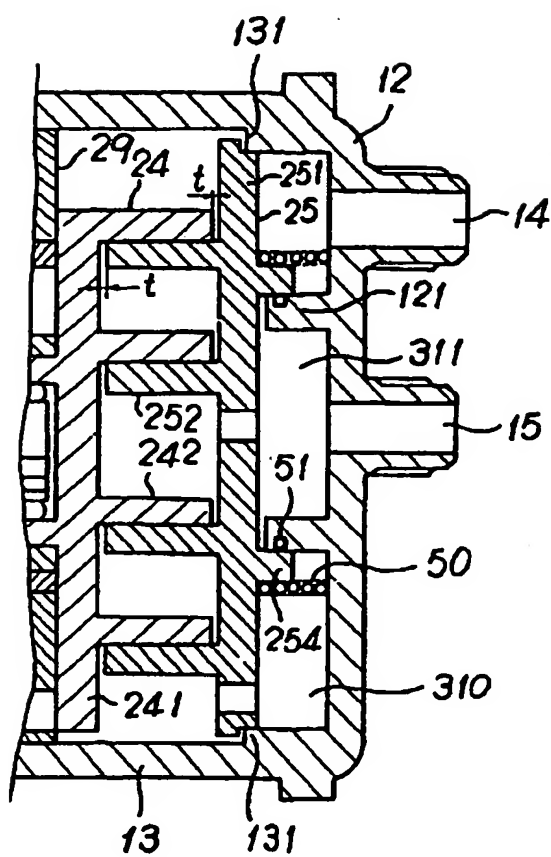


1008

実用 59 - 117895

代理人弁理士 岡本重文 外2名

第4図



1009

支店 59 117895

復代理人弁理士 岡本重文 外2名

[Translation from Japanese]

(19) Japanese Patent Office (JP)

(12) Official Gazette of Unexamined Utility Model Applications (U)

(11) Utility Model Application Publication Number: **59-117895**

(43) Utility Model Application Publication Date: **August 9, 1984**

(51) Int. Cl. <sup>3</sup>	Identification Code	Internal File Nos.
F 04 C	29/08	7018-3H
	18/02	8210-3H

Request for Examination: Not Yet Requested

(Total of [blank] Pages)

---

(54) Title of Utility Model: **Rotating Fluid Machine**

(21) Application Number: **58-10993**

(22) Application Date: **January 31, 1983**

(72) Creator: **Masaru OTA**  
**Mitsubishi Heavy Industries Nagoya Research Center**  
**1, Takamichi, Iwatsuka-cho, Nakamura-ku, Nagoya**

(71) Applicant: **Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.**  
**2-5-1, Marunouchi, Chiyoda-ku, Tokyo**

(74) Agent: **Shigefumi OKAMOTO, Patent Attorney (and 2 others)**

---

## **Specification**

1. [Title of the Utility Model] **Rotating Fluid Machine**

2. [Claim]

A rotating fluid machine having a pair of scroll components, wherein pressure is applied in the direction of one scroll component via a deformed pressure-applying component made of a shape memory alloy when the other scroll component is at a predetermined temperature, and wherein a means is disposed to effect a temperature change in the same pressure-applying component.

3. [Detailed Description of the Utility Model]

The present utility model relates to an improved rotating fluid machine with a pair of spiral-shaped scrolls.

A scroll compressor is one type of rotating fluid machine. Here, a pair of spiral-shaped bodies are enmeshed at a staggered angle with respect to each other. This volume-type compressor provides a relative revolving motion (orbital motion only).

As the small sealed chamber formed between the spiral scrolls moves towards the center, the volume of the small chamber decreases, thereby compressing the fluid inside the small chamber and discharging the compressed fluid from the center.

The basic principles of a scroll compressor have been known since ancient times. The following is an explanation of the basic principles of a scroll compressor with reference to FIGS 1 (a), (b), (c) and (d). Two spiral-shaped bodies (1) (2) with the same shape are arranged so as to enmesh each other at a staggered 180°. As shown



in FIG 1 (a), this forms small sealed chambers (3a) (3b) between contact points  $a_1$ ,  $b_1$  and contact points  $a_2$ ,  $b_2$  on the two spiral-shaped bodies (1) (2). In this example, one of the spiral-shaped bodies (2) is fixed while the other spiral-shaped body (1) revolves around the center 0 of spiral-shaped body (2) with the center 0' of spiral-shaped body (1) at radius 00', preventing the spiral-shaped body (1) itself from rotating. As it revolves, the volume of the sealed small chambers (3a) (3b) gradually changes. In other words, starting at the position shown in FIG 1 (a), the spiral-shaped body (1) revolves  $90^\circ$  to the position shown in FIG 1 (b), revolves  $180^\circ$  to the position shown in FIG 1 (c), and revolves  $270^\circ$  to the position shown in FIG 1 (d).

The volume of the small chambers (3a) (3b) is gradually reduced until the two small chambers (3a) (3b) communicate at the position in FIG 1 (d) to form small chamber (3). From the position shown in FIG 1 (d), it revolves  $90^\circ$  to the position shown in FIG 1 (a), having revolved an entire  $360^\circ$ . As it does so, the volume of small chamber (3) becomes even smaller. The volume of this small chamber (3) becomes smaller still at the positions in FIG 1 (b) and FIG 1 (c) as the spiral-shaped body (1) revolves, reaching the minimum volume between FIG 1 (c) and FIG 1 (d). Sealing end plates are formed on the axial end faces of the two spiral-shaped bodies (1) (2), and a discharge port (4) is formed near the center of the sealing end plate in one of the two spiral-shaped bodies (1) (2), allowing the compressed fluid to be discharged. As the outside space beginning to open in FIG 1 (b) moves from FIG 1 (c) and FIG 1 (d) to FIG 1 (a), new fluid is taken in and sealed small chambers (3a) (3b) form. The process then repeats itself.

In an actual scroll compressor based on these operating principles, the scroll-shaped body with the sealed end plate having a discharge port near the center is fixed, and the other scroll-shaped body with the same shape and an integrated sealed end plate is staggered at a 180° phase. The two scroll-shaped bodies overlap at distance  $2p$  (= spiral pitch of the spiral-shaped bodies - 2 x thickness of the spiral-shaped bodies) so as to make contact. This allows one of the scroll-shaped bodies to revolve while being kept from rotating itself. A crank mechanism with crank radius  $p$  turns one of the spiral-shaped bodies around the center (0 in FIG 1) of the other spiral-shaped body to create orbital motion with radius  $p$  (orbital motion with radius  $p$  at 0' with 0 as the center in FIG 1).

FIG 2 is a center cross-sectional view of a scroll compressor of the prior art with this configuration, and FIG 3 is a cross-sectional view of the same from III-III in FIG 2.

The housing (10) of the compressor comprises a front end plate (11), a rear end plate (12) and tubular end walls (13) making contact between the two (these are integrated with the rear end plate in the drawing). A sealed container is formed communicating with the outside via fluid intake port (14) and the fluid discharge port (15) formed in the rear end plate (12).

The front end plate (11) is attached rotatably to the main shaft (17) via a radial needle bearing (16). A shaft sealing mechanism (19) is placed over the main shaft (17) inside a tube (18) protruding towards the front from the front end plate (11) so as to surround the main shaft (17). A pulley (20) is supported by bearings on the outside of the tube (18), and the pulley (20) is connected to the main shaft (17) so that the rotational force from the external power source (e.g., a motor) can be transmitted to the

main shaft (17) via a belt. A rotor (21) is fixed to the inside end of the main shaft (17), and a thrust needle bearing (22) concentric with the main shaft (17) is supported on the inner face of the front end plate (11). A shaft (crank pin) (23) protruding from the rotor (21) and eccentric with respect to the main shaft (17) is formed on the opposite end of the front end plate (11) with respect to the rotor (21). Here, (24) and (25) are a pair of scroll components. Scroll component (24) has a spiral-shaped body (242) fixed to one face of a round plate (241) and a protrusion (243) with a round hole in the axial direction on the opposite face.

The protrusion (243) has a crank pin (23) arranged with a radial spindle bearing (26) fitted inside the round hole in the axial direction, and this supports the scroll component (24) on the crank pin (23). Scroll component (25) has a scroll-shaped body (252) on one face of a round plate (251) and a through-hole (253) corresponding to the discharge portion (4) in FIG 1 formed in a position above the round plate (251) corresponding to the approximate center of the scroll-shaped body (252). A ring-shaped protrusion (254) is formed on the bottom face of the round plate (252) so as to fit around the through-hole (253). A ring-shaped protrusion (121) is formed on the inner face of the rear end plate (12) from a position surrounding the fluid discharge port (15), and the space surrounded by the outer periphery of the ring-shaped protrusion (121) and the round plate (251) forms the intake chamber (310). The outer diameter of protrusion (121) is slightly smaller than the inner diameter of protrusion (254). A ring-shaped groove (122) is carved into the outer edge of protrusion (121), and a ring-shaped elastic body (e.g., a rubber ring) (30) is placed between the inner side of the

ring-shaped protrusion (254) on the scroll component (25) and the ring-shaped groove (122).

The ring-shaped elastic body (30) seals the space with the ring-shaped protrusions (254) (121), and the inside of the ring-shaped protrusion (121) forms a discharge chamber (311) communicating with the fluid discharge port (15) and the through-hole (253) in the scroll component (25). The ring-shaped elastic body (30) also elastically supports the scroll component (25) both axially and diametrically. A notch is formed partially in the circumferential edge of the round plate (251) in the scroll component (25), and the protrusion (131) protruding from the inner face of the tubular side wall (13) engages the notch to stop the rotation of the scroll component (25).

Because the scroll compressor is configured in this manner, when the main shaft (17) is rotated via the external power source and the pulley (20), the eccentric movement of the crank pin (23) moves the scroll component (24) along a circular trajectory. At this time, the movement of the self-rotation stopping mechanism (29) surrounding the protrusion (243) on the scroll component (24) stops the self-rotation of the scroll component (24), and scroll component (24) moves with respect to scroll component (25) as shown in FIG 1. As a result, the fluid taken in from the outer periphery of the scroll-shaped bodies (242) (252) is gradually compressed and moved towards the center.

It is discharged from the through-hole (253) to the discharge chamber (311), and discharged from the fluid discharge port (15). The fluid can then, for example, circulate in a cooling system and return to the housing (10) via the intake port (14).

The following is an explanation of the configuration of the self-rotation stopping mechanism (29) on the scroll component (24). A flange (27) is connected to the protrusion (242) on the scroll component (24) so as to be able to rotate with the protrusion. The flange (27) is connected to the protrusion (243) by connecting the angular tube (271) in the center of the flange (27) to the protrusion (243) using a key. Here, the axial length of the flange (27) including the angular tube (271) is greater than the axial length of the protrusion (243) on the scroll component (24). In this way, the thrust load applied to the scroll component (24) is supported by the rotor (21) via the thrust needle bearing (28) between the flange (27) and the rotor (21). A slider (291) with a rectangular hole (294) is formed in the angular tube (271) whose outer shape is rectangular. The rectangular hole (294) in the slider (291), as shown in FIG 3, has an opposing pair of sides with the same dimensions as the opposing sides of the angular tube (271).

The other pair of opposing sides is two times or more the length of the amount of eccentricity  $p$  with respect to the main shaft (17) of the crank pin (23). This allows the angular tube (271) and the slider (291) to slide together in the same direction. A ring component (292) is arranged around the slider (291) and fitted on the slider (291). The ring component (292) is fitted on the inner surface of the tubular side wall (13) of the housing (10) with a key to stop rotation. The hole (295) in the center of the ring component (292) is rectangular. The pair of sides opposing the external shape of the slider (291) have the same dimensions, but the other pair of sides are two or more times the length of the amount of eccentricity  $p$  of the crank shaft (23). The slider (291) is guided so as to slide in both the sliding direction and the direction perpendicular to

the sliding direction of the angular tube (271). In this way, the angular tube (271) is able to slide in two directions perpendicular to each other while stopping self-rotation. The combination of movement in two directions perpendicular to each other allows for orbiting along a circular trajectory. The eccentric rotational movement of the crank pin (23) accompanying the rotation of the main shaft (17) causes the scroll component (24) to revolve on a circular trajectory without self-rotation in accordance with the angular tube (271).

In this type of scroll compressor, the volume of the small chambers (3a) (3b) in the position shown in FIG 1 (a) is the theoretical take-in amount of the compressor. The theoretical take-in amount, which is also the theoretical discharge amount, is determined by the scroll-shaped bodies and thus cannot be controlled. As a result, for example, when the scroll compressor is used as an automobile air conditioning and cooling compressor operated by a running engine, the generation of air conditioning and cooling performance greater than necessary during high-speed revolution requires greater power than necessary at the same time. The excess load on the engine decreases vehicle speed, causes deterioration in traveling feel, and consumes more fuel. When the scroll compressor is used in a so-called package air conditioner or room air conditioner, the air conditioning and cooling performance during low room cooling loads such as in the morning and evening and during the spring and autumn is excessive and more power is consumed than is necessary.

The purpose of the present utility model is to provide a rotating fluid machine having a pair of scroll components, wherein pressure is applied in the direction of one scroll component via a deformed pressure-applying component made of a shape

memory alloy when the other scroll component is at a predetermined temperature, and wherein a means is disposed to effect a temperature change in the same pressure-applying component. In this improved rotating fluid machine, when the cooling performance is greater than is necessary or when the cooling load is light, the shape memory alloy shrinks due to the temperature of the intake gas, the fixed plate moves in the direction opposite the turning plate, some of the gas escapes from the end of the spiral-shaped bodies to the intake side during compression, and the cooling performance is decreased.

The following is an explanation of a working example of the rotating fluid machine of the present utility model in FIG 4. Here, (12) through (15), (24), (25), (29), (121), (131), (241), (242), (251), (252), (310) and (311) denote the same components as those explained above. (50) denotes a spring-shaped shape memory alloy arranged inside the intake chamber (310) with one end connected to the scroll component (25) and the other end connected to the rear end plate (12).

(51) denotes a ring-shaped elastic body (e.g., an O ring) fitted on the outside of a ring-shaped protrusion (121) in the rear end plate (12). The scroll component (25) is arranged between the circumferential edge of the round plate (251) and the protrusion (131) on the inner face of the tubular side wall (13) so as to be able to move axially. In this working example, the temperature of the shape memory alloy (50) is changed by the intake gas passing through the intake chamber (310). However, the temperature of the shape memory alloy (50) can also be changed forcibly using external electric means.

The rotating fluid machine of the present utility model described above has the following effect. When an automobile air conditioner is operating at high speed or the room cooling load is low in the case of a package air conditioner or room air conditioner, the required air conditioning or cooling performance is generated and the intake gas temperature is lowered. When the intake gas is lower than the predetermined temperature, the shape memory alloy (50) remembers its shrunken shape. It shrinks when the intake gas temperature inside the intake chamber (310) is lower than a certain temperature.

When the shape memory alloy (50) shrinks, the scroll component (25) moves in the direction of the end plate (12) and space opens up between the tip of the scroll-shaped body (242) of scroll component (24) and scroll component (25), and between the tip of the scroll-shaped body (252) of scroll component (25) and scroll component (24). (This space is denoted by "t" in FIG 4.) When this space (t) opens up, some of the compressed gas escapes through the space (t) to the intake side. The compressing action is not completed, and the cooling performance decreases. If the vehicle is operated at a lower speed or if the room cooling load increases and full cooling performance is required, the intake gas temperature increases and the memory shape alloy (50) expands. This moves scroll component (25) towards scroll component (24), the space closes between the tip of the scroll-shaped body (242) and scroll component (25), and between the tip of the scroll-shaped body (252) and scroll component (24), and the normal compression operation is performed. When the axial pressure on scroll component (25) is applied in the direction of scroll component (24) (i.e., to the left in FIG 4) (e.g., when the area of the scroll component (25) facing the



discharge chamber (311) is large), the scroll compressor (25) cannot move towards the end plate (12) even when the shape memory alloy (50) in FIG 4 is shrunk. In this case, both ends of the shape memory alloy (50) are fixed to the scroll component (25) and the end plate (12) or the shape memory alloy spring expands when the temperature between the scroll component (25) and the self-rotation stopping mechanism (29) declines. This allows the scroll component (25) to move in the direction of the end plate (12).

In this working example, the present utility model was applied to an open compressor for an automobile air conditioner. However, the present utility model can also be applied to a sealed compressor for industrial air conditioners.

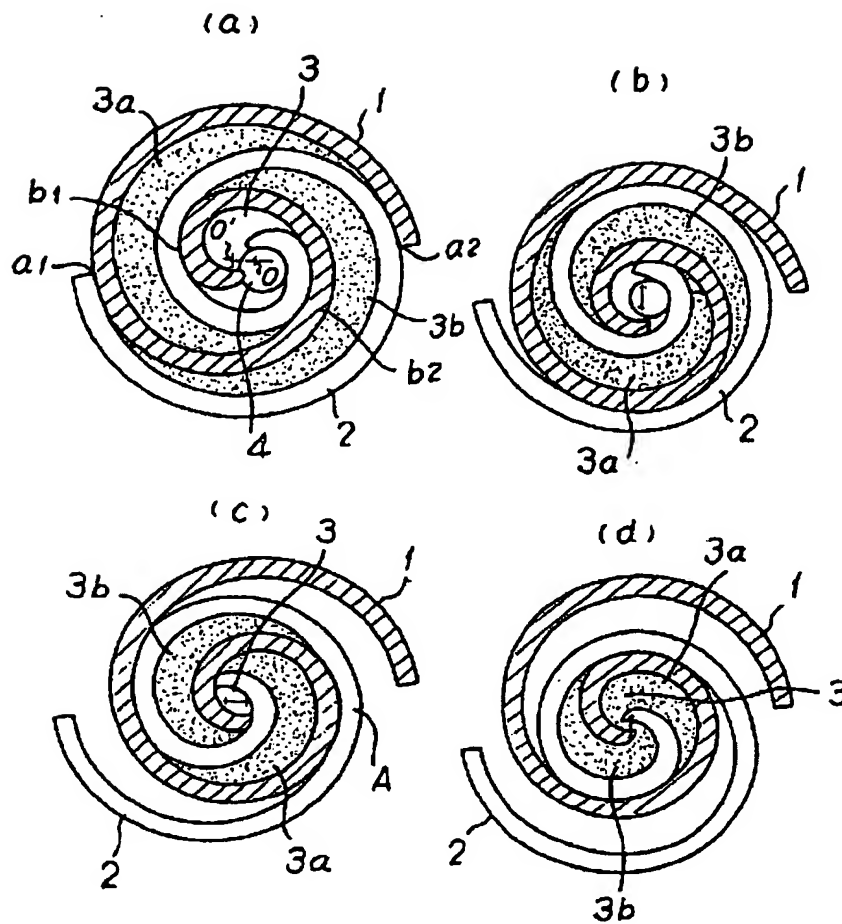
#### 4. [Brief Explanation of the Drawings]

FIG 1 is a set of diagrams used to explain the operating principles of a rotating fluid machine of the prior art. FIG 2 is a vertical cross-sectional diagram of a rotating fluid machine of the prior art. FIG 3 is a vertical cross-sectional view from line III-III in FIG 2. FIG 4 is a vertical cross-sectional view of the rotating fluid machine in a working example of the present utility model.

24, 25 ... scroll components, 50 ... pressure-applying component

Agent Shigefumi OKAMOTO, Patent Attorney (and 2 others)

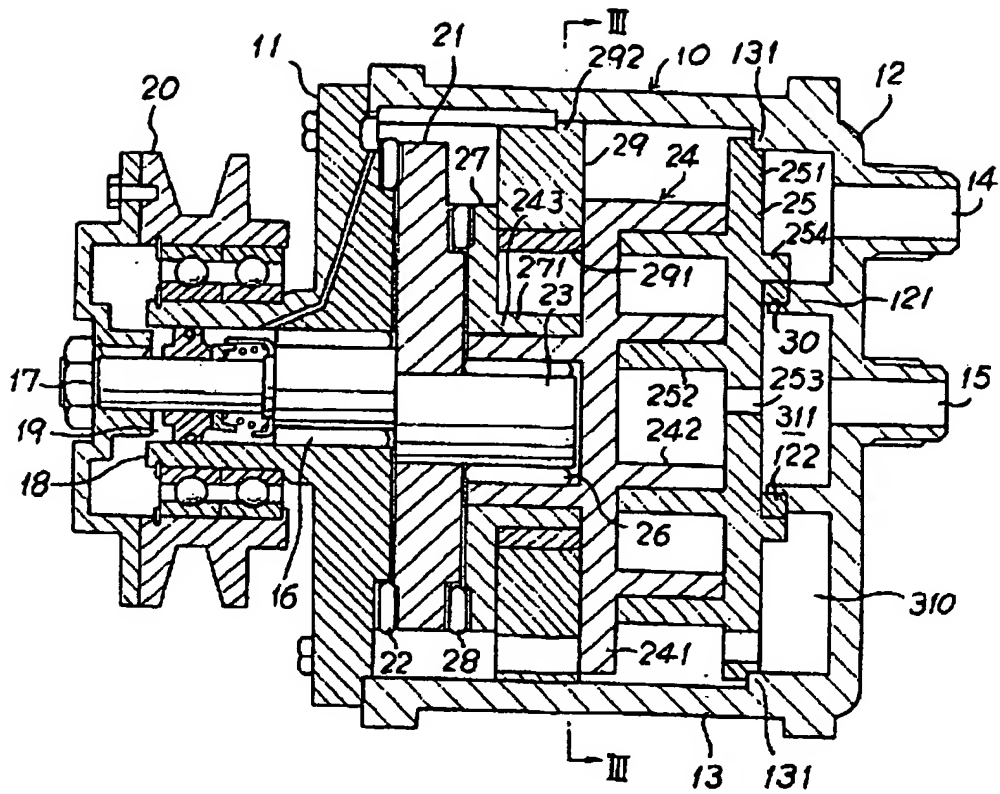
FIG 1



Utility Model Application Publication No. 59-117895

Agent Shigefumi OKAMOTO, Patent Attorney (and 2 others)

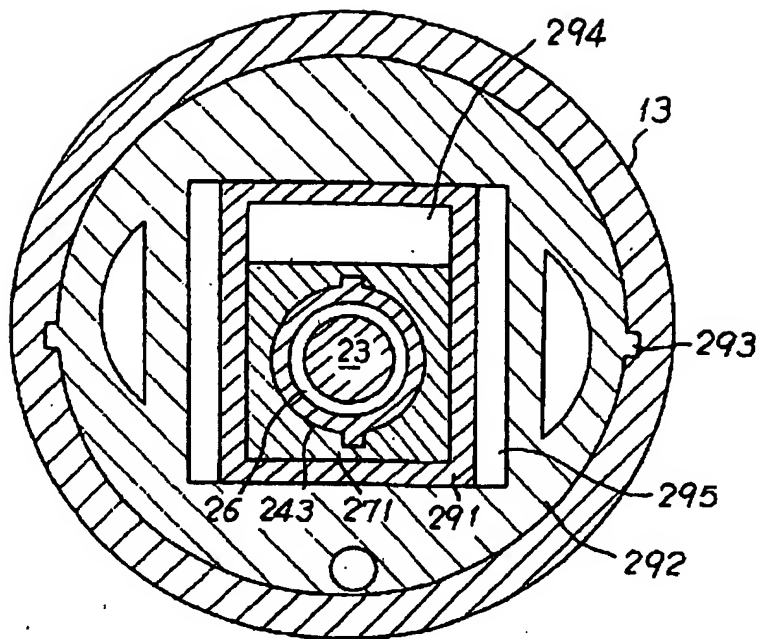
FIG 2



Utility Model Application Publication No. 59-117895

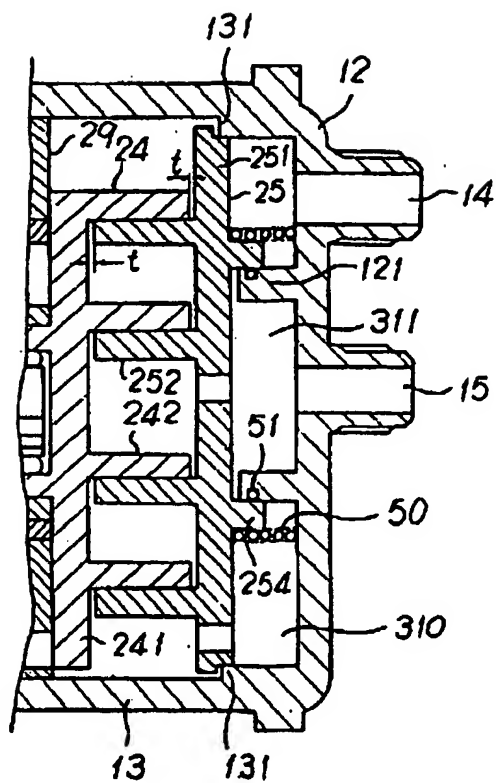
Agent Shigefumi OKAMOTO, Patent Attorney (and 2 others)

FIG 3



Utility Model Application Publication No. 59-117895

Agent Shigefumi OKAMOTO, Patent Attorney (and 2 others)



Utility Model Application Publication No. 59-117895

Agent **Shigefumi OKAMOTO, Patent Attorney (and 2 others)**